

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до розрахункової роботи
«Розрахунок відсіку турбіни методом GV»
з курсу
«ЗМІННІ РЕЖИМИ ТУРБІН»
для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 2 від 17.05.2019 р.

Харків
НТУ «ХП»
2019

Методичні вказівки до розрахункової роботи «Розрахунок відсіку турбіни методом GV» з курсу «Змінні режими турбін» для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» / уклад. О. П. Авдєєва – Х.: НТУ «ХП», 2019. – 24 с.

Укладачі: О. П. Авдєєва

Рецензент О.О. Литвиненко

Кафедра турбінобудування

ВСТУП

Для турбін, що працюють в енергосистемах, зміна попиту на електроенергію протягом доби визиває необхідність у постійному регулюванні їх потужності.

Тим більше, це характерно для транспортних турбін та турбін, що обертають компресори, в зв'язку зі зміною кількості обертів.

Як результат – значно змінюються аеродинамічні процеси в проточній частині турбомашин та їх економічність.

Метою розрахунку відсіку турбіни методом GV є визначення втрат енергії, теплові перепади, швидкості пари та інші параметри, які характеризують перетворення енергії в кожному ступені, що дозволяє знайти внутрішній коефіцієнт корисної дії та потужність окремих ступенів і турбіни в цілому.

Розрахункова робота виконується для закріплення знань з курсу «Змінні режими турбін». Методичні вказівки складаються з чотирьох розділів.

У першому розділі необхідно визначити втрати за робочою решіткою, а також параметри стану пари в вихідному і горловому перерізі решітки при відповідному режиму течії.

У другому розділі розраховуються параметри пари в вихідному і горловому перерізі решітки соплових лопаток.

У третьому та четвертому розділі необхідно визначити параметри пару перед ступенем та інтегральні характеристики ступеня, відповідно.

Початкові дані до розрахункової роботи наведені у додатку.

До захисту подається розрахункова записка.

1. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СТАНУ ПАРА В ВИХІДНОМУ І ГОРЛОВОМУ ПЕРЕРІЗІ РЕШІТКИ РОБОЧИХ ЛОПАТОК

1.1. Параметри стану пара у вихідному перерізі робочого колеса

Розрахунок останнього ступеня турбіни необхідно розпочати з визначення втрат в ступені. Якщо точка A (рис. 1) знаходиться в області вологого пару, тоді визначаємо втрати від вологості $\Delta h_{\text{вол}}$, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{вол}} = \chi \cdot y_{\text{сер}} \cdot h_0, \quad (1)$$

де $\chi = 0,87$, коефіцієнт, отриманий дослідним шляхом; $y_{\text{сер}}$ – середня ступінь вологості; h_0 – тепловий перепад на ступень. У першому наближенні приймаємо $h_0 = 100$ кДж/кг. Відклавши в $I-S$ діаграмі від точки A знайдену втрату $\Delta h_{\text{вол}}$, фіксуємо на ізобарі P_A положення точки B , що визначає дійсний стан пари за ступенем без урахування втрати від вологості (рис. 2).

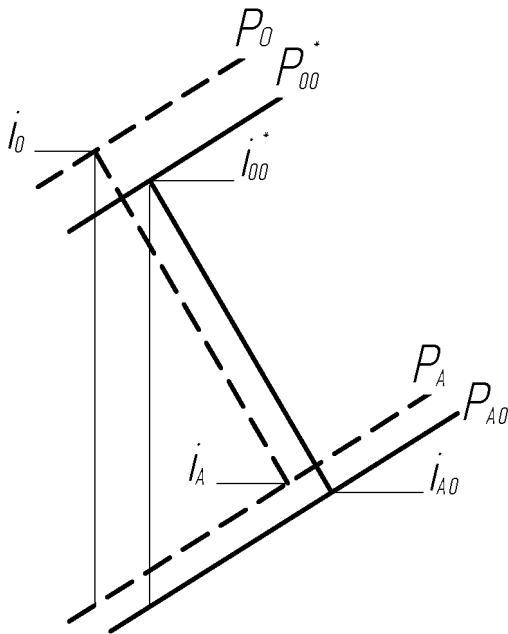


Рис. 1. Наближений процес розширення

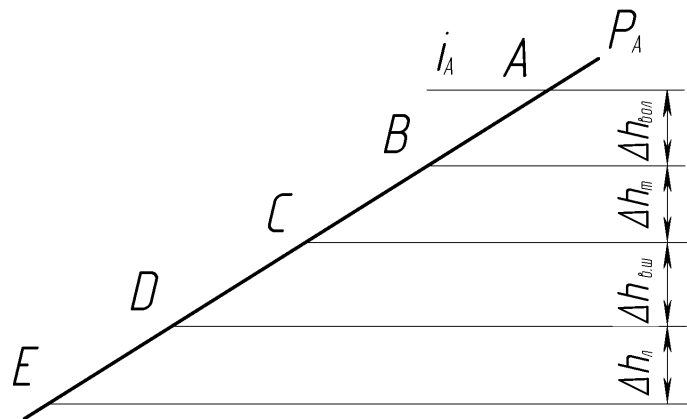


Рис. 2. Втрати за робочою лопаткою при докритичній течії

Знаходимо втрату на тертя диска $\Delta h_{\text{т}}$, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{т}} = \left(1,25 \cdot D_{\text{сер.л}}^2 \left(\frac{U_{\text{л}}}{100} \right)^3 \frac{1}{V_B} \right) / G, \quad (2)$$

де G – витрата робочого тіла через ступень, кг/с; $D_{\text{сер.л}}$ – середній діаметр робочої лопатки, м; $U_{\text{л}}$ – окружна швидкість на середньому радіусі, м/с; V – питомий об'єм робочого тіла.

Відкладаємо на $I-S$ діаграмі Δh_t (рис. 2) від точки B й знаходимо по ізобарі P_A положення точки C , що визначає дійсний стан пари за лопатками ступеня без урахування втрат Δh_t , $\Delta h_{\text{вол}}$.

Перш ніж приступити до розрахунків втрати з вихідною швидкістю, необхідно з'ясувати, який режим течії – докритичний або надкритичний – має місце в решітках робочих лопаток.

Теоретичну швидкість виходу пари із решіток робочих лопаток W_{2t} і місцеву швидкість звуку a_2 визначаємо за формулами, використовуючи параметри точки C :

$$W_{2t} = \frac{GV_C}{\psi F_{\text{л}}}; \quad (3)$$

$$a_2 = \sqrt{k_C P_A V_C}, \quad (4)$$

де $k_C = 1,035 + 0,1X_C$; ψ – швидкісний коефіцієнт робочої решітки; $F_{\text{л}}$ – площа горлового перетину, м².

Отримані результати заносимо в таблиці, які наведені у додатку Б.

1.2. Випадок докритичного режиму течії в решітках робочих лопаток

Приймаємо в першому наближенні втрати з вихідною швидкістю $\Delta h_{\text{в.ш}} = 15 \div 30$ кДж/кг, відклавши їх на $I-S$ діаграмі від точки C (рис. 2), знаходимо на ізобарі P_A положення точки D , що характеризує в першому наближенні дійсний стан пари у вихідному й одночасно у горловому перерізі решіток робочих лопаток.

За рівнянням нерозривності для горлового перерізу знаходимо швидкість W_2 , м/с:

$$W_2 = \frac{GV_D}{F_{\text{л}}}. \quad (5)$$

За швидкістю W_2 й кутом виходу β_2 будуюмо вихідний трикутник швидкостей і знаходимо абсолютну швидкість виходу пари з лопаток C_2 і втрату з вихідною швидкістю $\Delta h_{\text{в.ш}}$:

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U_{\text{л}}^2 - 2W_2U_{\text{л}} \cos \beta_2}, \quad (6)$$

$$\Delta h_{\text{в.ш}} = \frac{C_2^2}{2}. \quad (7)$$

Якщо отримане значення $\Delta h_{\text{в.ш}}$ відрізняється від прийнятого, то розрахунок необхідно повторити, приймаючи тепер як задану знайдену втрату з вихідною швидкістю.

Після знаходження $\Delta h_{\text{в.ш}}$ знаходимо: по $I-S$ діаграмі остаточні значення питомого об'єму пари V_D за решітками робочих лопаток, швидкості W_2 й C_2 , кут α_2

$$\alpha_2 = 90^\circ - \arctg \frac{W_2 \cos \beta_2 - U_{\text{л}}}{W_2 \sin \beta_2}. \quad (8)$$

Потім за швидкістю W_2 визначаємо втрату в решітках робочих лопаток

$$\Delta h_{\text{л}} = \frac{1 - \psi^2}{\psi^2} \cdot \frac{W_2^2}{2}. \quad (9)$$

Відклавши $\Delta h_{\text{л}}$ на $I-S$ діаграмі (рис. 2) від точки D , одержимо на ізобарі P_A точку E , що характеризує теоретичний стан пари у вихідному перерізі решіток робочих лопаток.

Отримані результати заносимо в таблиці, які наведені у додатку Б.

1.3. Випадок надкритичного режиму течії в решітках робочих лопаток

У цьому випадку задаються в першому наближенні одночасно двома величинами $\Delta h_{\text{в.ш}} = 15 \div 30$ кДж/кг й $h_{\text{к.з.л}} = 10 \div 20$ кДж/кг.

Відклавши в $I-S$ діаграмі від точки C (рис. 3) величину $\Delta h_{\text{в.ш}}$ знаходимо на ізобарі P_A положення точки D . Визначаємо потім втрати в косому зрізі решіток робочих лопаток, які є частиною втрат $\Delta h_{\text{л}}$, за формулою

$$\Delta h_{\kappa.3.л} = (1 - \psi^2) h_{\kappa.3.л}. \quad (10)$$

Відклавши $\Delta h_{\kappa.3.л}$ на $I-S$ діаграмі від точки D , одержуємо точку E' , що характеризує стан пари наприкінці ізоентропічного розширення в косому зрізі, тобто визначаємо положення ізоентропи $h_{\kappa.3.л}$ на $I-S$ діаграмі.

Відклавши по ізоентропі, проведеній із точки E' величину $h_{\kappa.3.л}$, знаходимо точку b , параметри якої відповідають у першому наближенні стану пари в горлі міжлопаткових каналів робочого колеса, тобто $V_b = V_{г.л}$ й $P_b = P_{г.л}$.

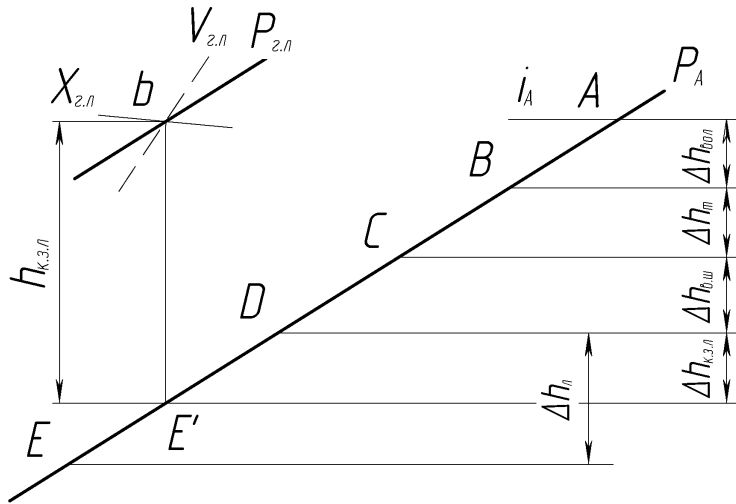


Рис. 3. Втрати за робочою лопаткою при надкритичній течії

Для того щоб перевірити правильність цих параметрів скористаємося тим, що при надкритичному режимі течії в міжлопаткових каналах швидкість робочої середовища в горловому перетині завжди дорівнює місцевій швидкості звуку. Зі спільного рішення рівнянь $W_{г.л} = GV_{г.л}/\psi F_{л}$ й $a_{г.л} = \sqrt{k_{г.л} P_{г.л} / \rho_{г.л}}$ одержимо залежність:

$$\frac{G}{F_{л}} = \psi \sqrt{\frac{k_{г.л} P_{г.л}}{V_{г.л}}}, \quad (11)$$

де $k_{г.л} = 1,035 + 0,1X_{г.л}$.

Якщо при підстановці в це рівняння параметрів пари в горлі міжлопаткових каналів робочого колеса права частина виявиться рівною лівій, то параметри в горловому перерізі, визначені при заданій у першому наближенні втраті з вихідною швидкістю, правдоподібні. Якщо ж рівність

відсутня, то необхідно, зберігаючи поки прийняте значення $\Delta h_{\text{в.ш}}$, задати в другому наближенні $h_{\text{к.з.л}}$ й розрахунок повторити, поки точність не досягне 10^{-3} . Після цього необхідно перевірити правильність прийнятої раніше втрати з вихідною швидкістю $\Delta h_{\text{в.ш}}$.

Для цього знаходимо дійсне значення швидкостей у горлі $W_{\text{г.л}}$ й на виході із решіток робочих лопаток W_2 :

$$W_{\text{г.л}} = GV_{\text{г.л}} / F_{\text{л}}, \quad (12)$$

$$W_2 = \psi \sqrt{W_{\text{г.л}}^2 + 2h_{\text{к.з.л}}}. \quad (13)$$

Оскільки має місце розширення пари на ділянці косого зрізу міжлопаткових каналів, то знаходимо фактичний кут виходу потоку:

$$\sin(\beta_2 + \delta_{\text{л}}) = \sin \beta_2 \frac{W_{\text{г.л}} V_D}{V_{\text{г.л}} W_2}. \quad (14)$$

Будуємо вихідний трикутник швидкостей і знаходимо абсолютну швидкість виходу пари з робочого колеса C_2 й втрату з вихідної швидкості $\Delta h_{\text{в.ш}}$.

Якщо отримане значення $\Delta h_{\text{в.ш}}$ відрізняється від прийнятого, то розрахунок необхідно повторити, приймаючи тепер як заданий параметр знайдену втрату з вихідною швидкістю.

Після знаходження $\Delta h_{\text{в.ш}}$ знаходимо остаточні значення питомого об'єму пари V_D за решітками робочих лопаток, швидкостей W_2 й C_2 , кута α_2

$$\alpha_2 = 90^\circ - \operatorname{arctg} \frac{W_2 \cos \beta_2 - U_{\text{л}}}{W_2 \sin \beta_2}. \quad (15)$$

Потім за швидкістю W_2 визначаємо втрату в решітках робочих лопаток

$$\Delta h_{\text{л}} = \frac{1 - \psi^2}{\psi^2} \cdot \frac{W_2^2}{2}. \quad (16)$$

Відклавши $\Delta h_{\text{л}}$ на $I-S$ діаграмі (рис. 3) від точки D , одержимо на ізобарі P_A крапку E , що характеризує теоретичний стан пари у вихідному перерізі решіток робочих лопаток.

Отримані результати заносимо в таблиці, які наведені у додатку Б.

2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СТАНУ ПАРИ В ВИХІДНОМУ І ГОРЛОВОМУ ПЕРЕРІЗІ РЕШІТКИ СОПЛОВИХ ЛОПАТОК

2.1. Визначення характеру течії

Для визначення параметрів пари й швидкостей для решіток соплових лопаток необхідно вирішити методом послідовних наближень систему рівнянь, що описують течію пари в соплових решітках. При цьому основним є умова спільної роботи соплових і робочих решіток, що виконується тоді, коли швидкість виходу потоку W_2 із решітки робочих лопаток, знайдена за характеристиками соплових решіток і тепловим перепадом h_{π} , буде рівною тій же швидкості W_2 , яку ми визначили раніше з рішення зазначеної системи рівняннi для решіток робочих лопаток.

Приступаючи до розрахунку, насамперед необхідно з'ясувати характер розширення пари в міжлопаткових каналах соплових решіток. Для цього, вважаючи, що точка E характеризує також дійсний стан пари за сопловими решітками, знаходимо:

$$C_{1t} = \frac{GV_E}{\phi F_c}, \quad (17)$$

$$a_1 = \sqrt{k_E P_E V_E}, \quad (18)$$

де $k_E = 1,035 + 0,1X_E$.

Отримані результати заносимо в таблиці, які наведені у додатку Б.

2.2. Випадок докритичного режиму течії в решітках соплових лопаток

Знаючи теоретичний стан пари за робочими лопатками (крапка E) і положення ізоентропи розширення, які отримані в результаті розрахунку течії в міжлопаткових каналах робочого колеса, приймаємо в першому наближенні величину теплового перепаду $h_{\pi} = 25 \div 40$ кДж/кг й відклавши його по ізоентропі, знаходимо дійсний стан пари за сопловими решітками (рис. 4, точка F).

Використовуючи рівняння нерозривності для горлового перетину, в якому параметри пари при докритичному режиму течії збігаються із точкою F , одержуємо:

$$C_1 = \frac{GV_F}{F_c}. \quad (19)$$

Тепер можна побудувати трикутник швидкостей за сопловими решітками й визначити відносну швидкість входу пари W_1 в решітки робочих лопаток і кут β_1 . Тоді відносна швидкість W_2 виходу потоку з робочих решіток визначається за формулою:

$$W_2 = \psi \sqrt{W_1^2 + 2h_{\text{л}} + (U_{\text{л}}^2 - U_c^2)}, \quad (20)$$

де член $(U_{\text{л}}^2 - U_c^2)$ враховує специфіку перетворення енергії в турбінному ступені при неоднакових середніх діаметрах на виході з решіток соплових і робочих лопаток.

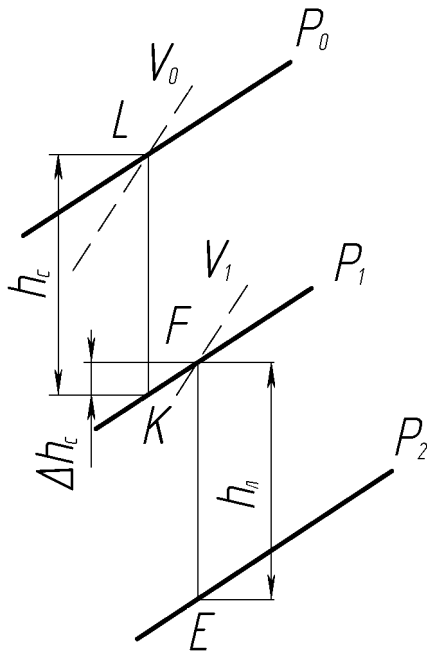


Рис. 4. Втрати за сопловою решіткою при до критичній течії

Ймовірність отриманого значення W_2 визначається тільки тим, наскільки правильно обрана величина теплового перепаду $h_{\text{л}}$, від якого залежать параметри в горловому перетині соплових решіток (точка F), а отже, і величина швидкості W_1 . Порівнюючи знайдену швидкість W_2 із отриманою раніше істинною її величиною можна оцінити, який перепад $h_{\text{л}}$ необхідно приймати в другому наближенні. Різниця швидкостей W_2 має бути не більше 10^{-3} .

Таким чином, у результаті розрахунку одержуємо істинні параметри пари в горловому й вихідному перерізі соплових решіток, швидкості C_1 й W_1 , кут β_1 .

Тепер можна знайти втрати в соплах

$$\Delta h_c = \frac{1 - \phi^2}{\phi^2} \cdot \frac{C_1^2}{2}. \quad (21)$$

Відклавши на $I-S$ діаграмі Δh_c , одержимо точку K (рис. 4), що характеризує теоретичний стан пари за сопловими решітками й положення ізоентропи при розширенні пари в ній.

Отримані результати заносимо в таблиці, які наведені у додатку Б.

2.3. Випадок надкритичного режиму течії в решітках соплових лопаток

У цьому випадку задаються в першому наближенні одночасно двома величинами $h_{\text{л}} = 25 \div 40$ кДж/кг й $h_{\text{к.з.с}} = 10 \div 20$ кДж/кг.

Визначаємо втрати в косому зрізі решітки соплових лопаток за формулою

$$\Delta h_{\text{к.з.с}} = (1 - \varphi^2) h_{\text{к.з.с}}. \quad (22)$$

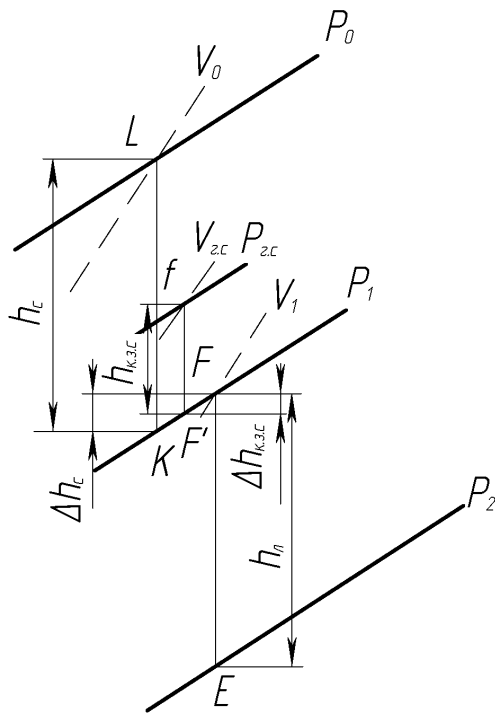


Рис. 5. Втрати за сопловою решіткою при надкритичній течії

Відклавши $\Delta h_{\text{к.з.с}}$ на $I-S$ діаграмі від точки F , одержуємо точку F' (рис. 5), що характеризує стан пари наприкінці ізоентропного розширення в косому зрізі, тобто визначаємо положення ізоентропи $h_{\text{к.з.с}}$ на $I-S$ діаграмі.

Відклавши на ізоентропі, проведений із точки F' величину $h_{\text{к.з.с}}$ знаходимо точку f , параметри якої відповідають у першому наближенні стану пари в горлі соплових решіток.

Для того щоб перевірити правильність цих параметрів, скористаємося тим, що при надкритичному режимі течії в

міжлопаткових каналах швидкість робочого середовища в горловому перерізі завжди дорівнює місцевій швидкості звуку. Зі спільного рішення рівнянь $C_{\text{г.с}} = G V_{\text{г.с}} / \varphi F_{\text{с}}$ й $a_{\text{г.с}} = \sqrt{k_{\text{г.с}} P_{\text{г.с}} V_{\text{г.с}}}$ одержимо залежність:

$$\frac{G}{F_{\text{с}}} = \varphi \sqrt{\frac{k_{\text{г.с}} P_{\text{г.с}}}{V_{\text{г.с}}}}, \quad (23)$$

де $k_{\text{г.с}} = 1,035 + 0,1 X_{\text{г.с}}$.

Якщо при підстановці в це рівняння параметрів пари в горлі соплової решітки права частина виявляється рівною лівій з точністю 10^{-3} , то параметри в горловому перерізі, визначені при заданому в першому наближенні перепаді, правдоподібні. Якщо ж рівність відсутня, то

необхідно, зберігаючи поки прийняте значення $h_{\text{л}}$, задати в другому наближенні $h_{\text{к.з.с}}$ й розрахунок повторити.

Після цього необхідно перевірити правильність прийнятого раніше перепаду $h_{\text{л}}$.

Для цього знаходимо дійсне значення швидкостей у горлі $C_{\text{г.с}}$ й на виходу із решіток соплових лопаток C_1 :

$$C_{\text{г.с}} = GV_{\text{г.с}} / F_{\text{с}}, \quad (24)$$

$$C_1 = \phi \sqrt{C_{\text{г.с}}^2 + 2h_{\text{к.з.с}}}. \quad (25)$$

Оскільки має місце розширення пари на ділянці косого зрізу міжлопаткових каналів, то знаходимо фактичний кут виходу потоку

$$\sin(\alpha_1 + \delta_{\text{с}}) = \sin \alpha_1 \frac{C_{\text{г.с}} V_F}{V_{\text{г.с}} C_1}. \quad (26)$$

Будуємо трикутник швидкостей і знаходимо абсолютну швидкість виходу пари із соплових лопаток W_1 .

Критерієм правильності обраної величини теплового перепаду є рівність швидкостей

$$W_2 = \psi \sqrt{W_1^2 + 2h_{\text{л}} + (U_{\text{л}}^2 - U_{\text{с}}^2)} \quad (27)$$

і W_2 , знайденої раніше з точністю 10^{-3} .

Після знаходження $h_{\text{л}}$ знаходимо остаточні значення швидкостей W_1 й C_1 , кута α_1 .

Потім за швидкістю C_1 визначаємо втрату в решітках соплових лопаток

$$\Delta h_{\text{с}} = \frac{1 - \phi^2}{\phi^2} \cdot \frac{C_1^2}{2}. \quad (28)$$

Відклавши $\Delta h_{\text{с}}$ на $I-S$ діаграмі (рис. 5) від точки F , одержимо теоретичний стан пари за сопловими решітками й положення ізоентропи розширення пари в міжлопаткових каналах.

Отримані результати заносимо в таблиці, які наведені у додатку Б.

3. ВИЗНАЧЕННЯ СТАНУ ПАРИ ПЕРЕД СТУПЕНЕМ

За відомою величиною швидкості пари C_1 на виході із соплових решіток можна легко визначити параметри загальмованого потоку P_0^* й V_0^* перед даним ступенем (точку L).

Для цього необхідно знайти тепловий перепад

$$h_c = \frac{C_1^2}{2\varphi^2}. \quad (29)$$

Відклавши його по ізоентропі від точки K , одержимо положення точки L (рис. 4, 5). Знаходимо параметри пари перед z -им та $(z-1)$ -им ступенем.

Отримані результати заносимо в таблиці, які наведені у додатку Б.

4. ВИЗНАЧЕННЯ ІНТЕГРАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНЯ

Визначення інтегральних характеристик останнього ступеня зводиться до обчислення за вже знайденими величинами наявного теплового перепаду, кДж/кг

$$h_0 = h_c + h_{л}. \quad (30)$$

Ступінь реактивності

$$\rho = \frac{h_{л}}{h_0}. \quad (31)$$

Використаний тепловий перепад, кДж/кг:

$$h_i = h_0 - (\Delta h_c + \Delta h_{л} + \Delta h_{в.ш} + \Delta h_{т} + \Delta h_{вол}). \quad (32)$$

Внутрішній відносний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h_0}. \quad (33)$$

Внутрішня потужність ступеня, кВт:

$$N_i = Gh_0\eta_{oi}. \quad (34)$$

Визначити інтегральні характеристики для z -ого та $(z-1)$ -ого ступеня.

Отримані результати заносимо в таблиці, які наведені у додатку Б.

ДОДАТКИ

Додаток А. Початкові дані

Таблиця А.1 – Початкові дані до розрахунку останнього (z - ого) ступеня

№ з/п	P_A , бар	i_A , кДж/кг	G , кг/с	n , об/хв	D_d , мм	D_c , мм
1	0,045	2332	10,03	3000	1530	1530
2	0,123	2425	10,6	3000	1465	1450
3	0,16	2450	10,05	3000	1395	1375
4	0,6	2603	11,9	3000	1325	1310
5	1,19	2691	11,3	3000	1268	1245
6	2,11	2773	11,32	3000	1210	1182
7	3,4	2349	11,81	3000	1147	1125
8	0,07	2399	6,62	3000	1500	1500
9	0,0434	2385	10	3000	1560	1560
10	0,136	2464	11	3000	1560	1560
11	0,297	2545	13,7	3000	1560	1560
12	0,034	2387	6	3000	1560	1560
13	0,078	2478	7,8	3000	1560	1560
14	0,169	2557	7,8	3000	1560	1560
15	0,08	2505	7,2	3000	1560	1560
16	0,08	2470	5,2	3000	1560	1560
17	0,113	2550	5,2	3000	1560	1560
18	0,145	2390	40	1500	2690	2690
19	0,05	2346	16,7	3000	1995	1995
20	0,04	2300	25	3000	1995	1995
21	0,095	2321	25	3000	1430	1430
22	0,05	2350	22	3000	1995	1995
23	0,04	2263	42,5	1500	2790	2790
24	0,045	2342	9,46	3000	1600	1600
25	0,04	2245	16	3000	1535	1350
26	0,11	2413	9,75	3000	1535	1530
27	0,123	2432	9,6	3000	1510	1510
28	0,04	2267	39,3	1500	2790	2790
29	0,04	2300	16,7	3000	1995	1995
30	0,17	2370	16,6	3000	1250	1250

Продовження таблиці А.1

№ з/п	α_1 , град	β_2 , град	$F_{г.с}$, м ²	$F_{г.л}$, м ²	φ	ϕ
1	21,83	36	0,58	0,969	0,95	0,91
2	16	25	0,23	0,453	0,95	0,86
3	14	22	0,128	0,234	0,95	0,865
4	14	22	0,07	0,1335	0,95	0,86
5	14	22	0,036	0,07	0,95	0,86
6	14	22	0,03	0,05	0,95	0,86
7	14	20	0,019	0,036	0,95	0,857
8	14	38	0,293	0,677	0,97	0,85
9	33	47	0,583	0,866	0,92	0,94
10	24	26	0,315	0,39	0,92	0,93
11	20	20	0,125	0,213	0,93	0,93
12	33	47	0,543	0,866	0,92	0,94
13	24	26	0,25	0,39	0,92	0,93
14	20	20	0,18	0,213	0,93	0,93
15	33	47	0,583	0,865	0,92	0,94
16	24	26	0,315	0,39	0,92	0,93
17	20	20	0,18	0,213	0,93	0,93
18	16	30	0,93	1,79	0,95	0,95
19	16	39	0,609	1,305	0,97	0,89
20	16	39	1,205	2,59	0,97	0,89
21	20	31	0,722	1,22	0,95	0,91
22	16	39	0,903	1,725	0,97	0,88
23	22	40	2,08	3,125	0,97	0,92
24	20	30	0,49	0,792	0,95	0,81
25	28	40	0,97	1,45	0,95	0,89
26	20	20	0,414	0,44	0,95	0,91
27	16	24	0,21	0,393	0,95	0,89
28	22	40	2,1	3,71	0,96	0,95
29	16	39	0,803	1,725	0,97	0,88
30	15	28	0,172	0,317	0,95	0,89

Таблиця А.2 – Початкові дані до розрахунку передостаннього ((z – 1) - ого) ступеня

№ з/П	G , кг/с	D_l , мм	D_c , мм	α_1 , град	β_2 , град	$F_{г.с}$, м ²	$F_{г.л}$, м ²	φ	ϕ
1	10,03	1465	1450	16	25	0,2263	0,451	0,95	0,88
2	10,6	1395	1375	14	22	0,115	0,224	0,95	0,861
3	11,2	1325	1310	14	22	0,066	0,126	0,95	0,86
4	11,9	1268	1245	14	22	0,04	0,076	0,95	0,86
5	11,3	1210	1180	14	22	0,0235	0,039	0,95	0,86
6	12,4	1147	1125	14	20	0,02	0,0334	0,95	0,854
7	11,81	1035	1030	14	20	0,014	0,028	0,95	0,85
8	6,62	1500	1500	14	32	0,115	0,261	0,97	0,83
9	10	1560	1560	24	26	0,25	0,39	0,92	0,93
10	11,2	1560	1560	20	20	0,18	0,213	0,93	0,93
11	15,3	1560	1560	22	22	0,117	0,154	0,93	0,92
12	6	1560	1560	24	26	0,245	0,39	0,92	0,93
13	7,8	1560	1560	20	20	0,18	0,213	0,93	0,93
14	7,8	1560	1560	22	22	0,116	0,154	0,93	0,93
15	7,2	1560	1560	24	26	0,315	0,39	0,92	0,93
16	5,2	1560	1560	20	20	0,18	0,213	0,93	0,93
17	5,5	1560	1560	22	22	0,115	0,154	0,93	0,93
18	47	2590	2590	14	28	0,583	1,018	0,9	0,9
19	16,7	1950	1950	11	29	0,189	0,486	0,97	0,89
20	25	1950	1950	11	29	0,474	0,962	0,97	0,89
21	25	1335	1335	16	28	0,387	0,788	0,95	0,89
22	32	1950	1950	11	29	0,249	0,641	0,97	0,88
23	42,5	2640	2640	18	32	1,08	2,15	0,97	0,88
24	9,46	1510	1510	16	24	0,195	0,395	0,95	0,79
25	16	1436	1426	20	31	0,458	0,778	0,95	0,91
26	9,75	1495	1465	20	19	0,279	0,339	0,96	0,91
27	12,2	1430	1430	14	22	0,128	0,233	0,95	0,92
28	39,3	2640	2640	18	32	1,082	2,085	0,96	0,88
29	16,7	1955	1955	11	29	0,25	0,64	0,97	0,88
30	16,6	1180	1180	15	28	0,1	0,19	0,95	0,89

Додаток Б. Результати розрахунку

Таблиця Б.1 – Розрахунок втрат ступеня

Параметри	Позначення	Значення
Втрати від вологості, кДж/кг	$\Delta h_{\text{вол}}$	
Ентальпія в т. В, кДж /кг	i_B	
Питомий об'єм в т. В, м ³ /кг	V_B	
Температура в т. В, °С	T_B	
Ступінь сухості в т. В	X_B	
Втрати на тертя диску, кДж/кг	$\Delta h_{\text{т}}$	
Ентальпія в т. С, кДж /кг	i_C	
Питомий об'єм в т. С, м ³ /кг	V_C	
Температура в т. С, °С	T_C	
Ступінь сухості в т. С	X_C	

Таблиця Б.2 – Визначення режиму течії в робочих лопатках

Параметри	Позначення	Значення
Теоретична швидкість виходу, м/с	W_{2t}	
Швидкість звуку за параметрами в т. С, м/с	a_2	
Показник адіабати	k_C	

Таблиця Б.3 – Розрахунок параметрів стану пари у вихідному й горловому перерізі решітки робочих лопаток при докритичній течії

Параметри	Позначення	Значення
Втрати з вихідною швидкістю, кДж/кг	$\Delta h_{\text{в,ш}}$	
Ентальпія в т. D, кДж /кг	i_D	
Питомий об'єм в т. D, м ³ /кг	V_D	
Температура в т. D, °С	T_D	
Ступінь сухості в т. D	X_D	
Швидкість на виході з робочих решіток, м/с	W_2	
Кут виходу потоку з робочих решіток, град	β_2	
Швидкість на виході з робочих решіток, м/с	C_2	
Кут виходу потоку з робочих решіток, град	α_2	
Втрати на робочих лопатках, кДж /кг	$\Delta h_{\text{л}}$	
Ентропія в т. E, кДж /кг	S_E	
Ентальпія в т. E, кДж /кг	i_E	
Питомий об'єм в т. E, м ³ /кг	V_E	
Температура в т. E, °С	T_E	
Ступінь сухості в т. E	X_E	

Продовження додатка Б

Таблиця Б.4 – Розрахунок параметрів стану пари у вихідному й горловому перерізі решітки робочих лопаток при надкритичній течії

Параметри	Позначення	Значення
Втрати з вихідною швидкістю, кДж/кг	$\Delta h_{в,ш}$	
Ентальпія в т. D , кДж /кг	i_D	
Питомий об'єм в т. D , м ³ /кг	V_D	
Температура в т. D , °С	T_D	
Ступінь сухості в т. D	X_D	
Перепад у косому зрізі, кДж /кг	$h_{к.з.л}$	
Втрати в косому зрізі, кДж /кг	$\Delta h_{к.з.л}$	
Ентропія в т. E' , кДж /кг	$S_{E'}$	
Ентальпія в т. E' , кДж /кг	$i_{E'}$	
Питомий об'єм в т. E' , м ³ /кг	$V_{E'}$	
Температура в т. E' , °С	$T_{E'}$	
Ступінь сухості в т. E'	$X_{E'}$	
Ентальпія в т. b , кДж /кг	$i_{г.л}$	
Тиск в т. b , МПа	$P_{г.л}$	
Питомий об'єм в т. b , м ³ /кг	$V_{г.л}$	
Температура в т. b , °С	$T_{г.л}$	
Ступінь сухості в т. b	$X_{г.л}$	
Швидкість на виході з робочих решіток, м/с	W_2	
Кут виходу потоку з робочих решіток, град	$(\beta_2 + \delta_{л})$	
Швидкість на виході з робочих решіток, м/с	C_2	
Кут виходу потоку з робочих решіток, град	α_2	
Втрати на робочих лопатках, кДж /кг	$\Delta h_{л}$	
Ентропія в т. E , кДж /кг	S_E	
Ентальпія в т. E , кДж /кг	i_E	
Питомий об'єм в т. E , м ³ /кг	V_E	
Температура в т. E , °С	T_E	
Ступінь сухості в т. E	X_E	

Таблиця Б.5 – Визначення режиму течії в соплових лопатках

Параметри	Позначення	Значення
Теоретична швидкість виходу, м/с	C_{1t}	
Швидкість звуку за параметрами в т. C , м/с	a_1	
Показник адіабати	k_E	

Продовження додатка Б

Таблиця Б.6 – Розрахунок параметрів стану пари у вихідному й горловому перерізі решітки соплових лопаток при докритичній течії

Параметри	Позначення	Значення
Перепад на робочих лопатках, кДж/кг	$h_{\text{л}}$	
Тиск в т. F , МПа	P_F	
Ентальпія в т. F , кДж /кг	i_F	
Питомий об'єм в т. F , м ³ /кг	V_F	
Температура в т. F , °С	T_F	
Ступінь сухості в т. F	X_F	
Швидкість на виході з соплових решіток, м/с	C_1	
Швидкість на виході з соплових решіток, м/с	W_1	
Швидкість на виході з робочих решіток, м/с	W_2	
Втрати на напрямних лопатках, кДж/кг	Δh_c	
Ентропія в т. K , кДж /кг	S_K	
Ентальпія в т. K , кДж /кг	i_K	
Питомий об'єм в т. K , м ³ /кг	V_K	
Температура в т. K , °С	T_K	
Ступінь сухості в т. K	X_K	

Таблиця Б.7 – Розрахунок параметрів стану пари у вихідному й горловому перерізі решітки соплових лопаток при надкритичній течії

Параметри	Позначення	Значення
Перепад на робочих лопатках, кДж/кг	$h_{\text{л}}$	
Тиск в т. F , МПа	P_F	
Ентальпія в т. F , кДж /кг	i_F	
Питомий об'єм в т. F , м ³ /кг	V_F	
Температура в т. F , °С	T_F	
Ступінь сухості в т. F	X_F	
Перепад у косому зрізі, кДж/кг	$h_{\text{к.з.с}}$	
Втрати в косому зрізі, кДж/кг	$\Delta h_{\text{к.з.с}}$	
Ентропія в т. F' , кДж/кг	$S_{F'}$	
Тиск в т. F' , МПа	$P_{F'}$	
Ентальпія в т. F' , кДж /кг	$i_{F'}$	
Питомий об'єм в т. F' , м ³ /кг	$V_{F'}$	
Температура в т. F' , °С	$T_{F'}$	
Ступінь сухості в т. F'	$X_{F'}$	
Ентальпія в т. f , кДж /кг	$i_{\text{г.с}}$	
Тиск в т. f , МПа	$P_{\text{г.с}}$	

Продовження додатка Б
Продовження таблиці Б.7

Параметри	Позначення	Значення
Питомий об'єм в т. f , м ³ /кг	$V_{г.с}$	
Температура в т. f , °С	$T_{г.с}$	
Ступінь сухості в т. f	$X_{г.с}$	
Швидкість на виході з соплових решіток, м/с	C_1	
Кут виходу потоку з соплових решіток, град	$(\alpha_1 + \delta_c)$	
Швидкість на виході з соплових решіток, м/с	W_1	
Швидкість на виході з робочих решіток, м/с	W_2	
Втрати на напрямних лопатках, кДж/кг	Δh_c	
Ентропія в т. K , кДж /кг	S_K	
Ентальпія в т. K , кДж /кг	i_K	
Питомий об'єм в т. K , м ³ /кг	V_K	
Температура в т. K , °С	T_K	
Ступінь сухості в т. K	X_K	

Таблиця Б.8 – Розрахунок параметрів пари перед ступенем

Параметри	Позначення	Значення	
		z ступень	z – 1 ступень
Перепад на соплових лопатках, кДж/кг	h_c		
Тиск в т. L , МПа	P_0		
Ентальпія в т. L , кДж /кг	i_0		
Питомий об'єм в т. L , м ³ /кг	V_0		
Температура в т. L , °С	T_0		
Ступінь сухості в т. L	X_0		

Таблиця Б.9 – Розрахунок інтегральних характеристик ступеня

Параметри	Позначення	Значення	
		z ступень	z – 1 ступень
Тепловий перепад на ступень, кДж/кг	h_0		
Ступінь реактивності	ρ		
Використаний тепловий перепад, кДж/кг	h_i		
Внутрішній відносний ККД	η_{oi}		
Внутрішня потужність ступеня, кВт	N_i		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Капинос В. М. Переменный режим работы паровых турбин / В. М. Капинос, А. В. Гаркуша. – Х. : Выща школа, 1989. – 173 с.
2. Самойлович Г. С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский. – М. : Энергоиздат, 1982. – 494 с.
3. Щегляев А. В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: Учеб. Для вузов: В 2 кн. Кн. 1. – 6-е изд., перераб., доп. и подгот. К печати Б. М. Трояновским. – М. : Энергоатомиздат, 1993. – 384 с.
4. Гаркуша А. В. Аэродинамика проточной части паровых турбин. – М. : Машиностроение, 1983. – 184 с.

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Визначення параметрів стану пара в вихідному і горловому перерізі решітки робочих лопаток.....	4
1.1. Параметри стану пара у вихідному перерізі робочого колеса	4
1.2. Випадок докритичного режиму течії в решітках робочих лопаток.....	5
1.3. Випадок надкритичного режиму течії в решітках робочих лопаток.....	6
2. Визначення параметрів стану пари в вихідному і горловому перерізі решітки соплових лопаток	9
2.1. Визначення характеру течії.....	9
2.2. Випадок докритичного режиму течії в решітках соплових лопаток.....	9
2.3. Випадок надкритичного режиму течії в решітках соплових лопаток.	11
3. Визначення стану пари перед ступенем	13
4. Визначення інтегральних характеристик ступеня	13
Додатки	14
Додаток А. Початкові дані	14
Додаток Б. Результати розрахунку.....	17
Список літератури.....	21

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до розрахункової роботи
«Розрахунок відсіку турбіни методом GV»
з курсу „Змінні режими турбін”

для студентів спеціальності 6.05060402 – «Турбіни»

Укладачі: **АВДЄЄВА Олена Петрівна**

Відповідальний за випуск *О. П. Усатий*
Роботу до видання рекомендував *Л. І. Тютюнник*
В авторській редакції

План 2019 р., поз.

Підписано до друку . 2019 р. Формат 60×84 ¹/₁₆. Папір офсетний. Друк – ризографія.
Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1,55 . Наклад. 50 прим. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.

Друкарня НТУ „ХПІ”, 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2